

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Stacionární zdvihací zařízení s nosností 500 kg

Fixed Lifting Device with a 500 kg Lifting Capacity

Student:

Petr Tobola

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21.května 2010

.....

Petr Tobola

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím, s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21.května 2010

.....

Petr Tobola
Kozlovice 568
739 47

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

TOBOLA, P. Stacionární zdvihací zařízení s nosností 500 [kg]. Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010, 42s, Bakalářská práce, vedoucí Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem zdvihacího lanového zařízení dle zadaných podmínek. V rešerši je zpracováno základní rozdělení zdvihacích zařízení a používané typy, které vyrábějí ve třech různých firmách. Dále pokračuji přehledem norem s danou problematikou. Na základě zadaných parametrů, a to zdvihem od úrovně podlahy do výše 10 [m] a rychlostí zdvihu 0,3 [m/s], byla navržena elektropřevodovka.

Klasifikace mechanismů jeřábů a zdvihacích zařízení je volena pro střední stav zatěžování a celkovou dobu využívání 1600 [h]. Výkresová dokumentace je zpracována v grafickém systému AutoCAD. Pevnostní a konstrukční výpočty jsou provedeny podle uvedené literatury.

ANNOTATION OF THESIS

TOBOLA, P. Fixed Lifting Device with a 500 kg Lifting Capacity. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2010, 42p. Thesis, head: Pišťáček, D.

The bachelor thesis deals with product design hoisting rope device. The search is processed primary distribution and use of lifting equipment types that are produced in three different companies. Next is an overview of the standards with the topic. Based on the specified parameters, and travel from floor level to 10 [m] and the lifting speed 0,3 [m/s], was proposed electric transmission. Classification of mechanisms of cranes and lifting equipment is chosen for the middle class loading, and use a total of 1600 [h]. The drawings are prepared in AutoCAD graphic system. Strength and structural calculations are made according to the literature.

Obsah bakalářské práce

1. ÚVOD.....	11
2. REŠERŠE	12
2.1 Základní rozdělení	12
2.2 Používané typy.....	12
3. PŘEHLED NOREM.....	14
4. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	18
4.1 Volba háku	18
4.2 Návrh a výpočet lana podle [1].....	19
4.2.1 Výpočet účinnosti lanového převodu	20
4.2.2 Výpočet zatížení svislého lana.....	20
4.2.3 Výpočet hmotnosti lana	21
4.3 Uchycení lana k háku.....	22
4.4 Výpočet lanové kladky a bubnu.....	23
4.4.1 Výpočet lanové kladky	23
4.4.2 Výpočet lanového bubnu	24
4.5 Návrh a kontrola částí kladnice	26
4.5.1 Návrh a výpočet osy kladnice	26
4.5.2 Návrh a výpočet příčnicku.....	27
4.5.3 Návrh a výpočet pouzdra závěsného oka.....	30
4.6 Pohon zdvihacího zařízení	31
4.7 Volba typu spojky a brzdy	34
4.8 Návrh a kontrola ložisek	35
4.8.1 Návrh a kontrola ložisek na ose kladnice	35
4.8.2 Návrh a kontrola ložiska na bubnu	36
4.9 Kontrola pera	38
5. ZÁVĚR.....	40
6. POUŽITÁ LITERATURA A ELEKTRONICKÉ DOKUMENTY	41
7. SEZNAM PŘÍLOH	42

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Název	Jednotka
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
C ₀	statická únosnost ložiska	[N]
D ₂	normalizovaný roztečný průměr kladky	[mm]
D ₃	normalizovaný roztečný průměr bubnu	[mm]
D _B	průměr lanového bubnu	[mm]
D _K	průměr lanové kladky	[mm]
D _k	jmenovitý průměr kladky	[mm]
F	maximální zatížení lana	[N]
F ₀	minimální únosnost lana	[N]
F ₁	síla působící na jedno ložisko	[N]
F _a	axiální zatížení ložiska	[N]
F _r	radiální zatížení ložiska	[N]
F _s	střižná síla	[N]
F _u	jmenovitá únosnost lana	[N]
F _z	zatěžující síla na pero	[N]
G	tíha háku	[N]
L ₁₀	základní trvanlivost ložiska	[mil.ot]
L _{10h}	trvanlivost v provozních hodinách	[h]
M _o	ohybový moment	[Nmm]
P	ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
P ₀	ekvivalentní statické zatížení	[N]
P _E	výkon elektromotoru	[kW]
Q	jmenovité pracovní zatížení	[N]
Re _{min}	mez kluzu	[MPa]
Rm _{min}	mez pevnosti	[MPa]
S	plocha průřezů	[mm ²]
S _L	jmenovitý nosný průřez lana	[mm ²]
T ₂	točivý moment	[Nmm]
W _o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
X	součinitel radiálního zatížení ložiska pro dynamický výpočet	[-]

Označení	Název	Jednotka
Xo	součinitel radiálního zatížení ložiska pro statický výpočet	[-]
Y	součinitel axiálního zatížení ložiska pro dynamický výpočet	[-]
Yo	součinitel axiálního zatížení ložiska pro statický výpočet	[-]
a, b, B, h, h1, h2, l0, L	délkové rozměry	[mm]
a, b, c, d, d1, e, f, r	rozměry přílohek	[mm]
b	šířka pera	[mm]
d	průměr lana	[mm]
d _h	průměr hřídele	[mm]
d _k	průměr osy kladnice	[mm]
e	Výpočtový součinitel ložisek	[-]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h	výška pera	[mm]
h ₁	součinitel pro bubny	[-]
h ₂	součinitel pro kladky	[-]
h _z	výška zdvihu	[m]
i _{kl}	lanový převod	[-]
k	jednotlivé součinitele bezpečnosti	[-]
l	délka opletení	[mm]
l _c	celková délka lana	[m]
lp	délka pera v náboji	[mm]
lz	délka bubnu zabraná závity	[mm]
m	požadovaná nosnost	[kg]
m _L	jmenovitá hmotnost jednoho metru lana	[kg]
m _h	hmotnost háku	[kg]
m _{nL}	celková hmotnost lana	[kg]
n	počet nosných průřezů lana	[-]
n _B	otáčky lanového bubnu	[ot/min]
n _h	nosnost háku od výrobce	[kg]

Označení	Název	Jednotka
n_K	otáčky lanové kladky	[ot/min]
p	měrný tlak	[MPa]
p_D	dovolený měrný tlak	[MPa]
q	exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem	[-]
s_0	míra bezpečnosti ložisek	[-]
s_{0min}	bezpečnost pro statický výpočet ložisek	[-]
t	rozteč závitů	[mm]
t_1	hloubka drážky v pouzdru hřídele	[mm]
t_2	hloubka drážky v hřídeli	[mm]
v_z	rychlost zdvihu	[m.s ⁻¹]
z	počet závitů	[-]
η	jednotlivé účinnosti	[-]
σ_{Do}	dovolené ohybové napětí	[MPa]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
σ_p	jmenovitá pevnost drátu lana	[MPa]
τ	smykové napětí	[MPa]
τ_D	dovolené smykové napětí	[MPa]
ω	úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]

1 Úvod

V této bakalářské práci se zabývám konstrukčním návrhem zdvihacího lanového zařízení. Součástí je volba háku a jeho následné uchycení k lanu, volba a výpočet lana, výpočet kladnice a její vlastní konstrukce, návrh bubnu a zajištění lana na bunu, volba spojky, brzdy a elektropřevodovky.

Cílem práce je navrhnout stacionární zdvihací zařízení s nosností 500 [kg] tak, aby odpovídala požadavkům uvedených v zásadách pro vypracování a zadaným podmínkám.

2 Rešerše

2.1 Základní rozdělení

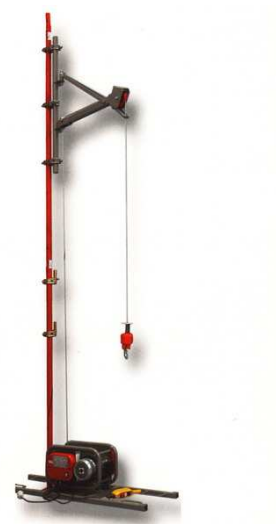
Zdvihací zařízení se rozdělují podle různých hledisek:

- dle druhu pohybu: – stacionární
 - pojezdové
 - otočné
- dle druhu pohonu: – elektrické
 - hydraulické
 - pneumatické
 - ruční
- dle konstrukce: – portálové a poloportálové
 - sloupové a konzolové
 - plovoucí
 - lanové
 - mostové
 - věžové
 - silniční
 - kolejové
- dle druhu práce a místa použití: – dílenské
 - skladištní
 - hutní
 - skladové
 - železniční
 - stavební
 - přístavní
 - montážní

2.2 Používané typy

Stacionární zdvihací zařízení s umístěním zdvihacího zařízení na podlaze se vyskytují jen zřídka (Obr.2.1). Podstatně častěji se vyskytují zdvihací zařízení pojezdové (Obr.2.2) nebo otočné (Obr.2.3) s umístěním celého zdvihacího zařízení na nosníku.

Elektrické stavební vrátky CAMAC se používají především pro vertikální dopravu stavebního materiálu. Díky svým vlastnostem se staly velice platným a hojně rozšířeným pomocníkem každého stavebníka. Všechny stavební vrátky se vyznačují výkonným motorem, nízkou hmotností, jednoduchou manipulací, instalací, ovládáním a vysokou bezpečností. Instalují se na lešení, okenní nebo stropní rozpěru, do univerzálního stojanu nebo jsou nainstalovány na zem. [10]



Obr. 2.1 Pozemní vrátek [10]



Obr. 2.2 Pojezdový kladkostroj [11]

Nový lanový kladkostroj DR je přizpůsobený především pro použití na jeřábu a odpovídá všem požadavkům na nejmodernější zdvihací zařízení. Vedle prostorově úsporné konstrukce a dlouhé době životnosti nabízí rozsáhlou sériovou výbavu při výhodném poměru ceny a výkonu. Frekvenční měnič na pojezdu kladkostroje s rychlostí pojezdu až do 30 m/min pro manipulaci bez rozhoupání břemene. Lanový kladkostroj DR je dodáván v provedení stacionárním, pojízdný se zkrácenou konstrukční výškou i jako dvounosníková kočka. [11]

Sloupový otočný jeřáb robustního provedení, je vyroben z kvalitní ocelové roury s přírubou, která slouží k upevnění a stabilitě jeřábu. Výložník je vyroben z profilové oceli s pojistkou zvedání, trojnásobně uložen v kuličkových ložiskách. Jeřáb je určen pro standartní zvedací zařízení, je chráněn proti korozi antikorozním nátěrem. [12]



Obr. 2.3 Sloupový otočný jeřáb [12]

3 Přehled norem

ČSN 27 1820 – Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana

Tato norma stanovuje výpočet minimálního průměru lanových kladek a bubnů pro jeřáby a pro jiná zdvihadla v závislosti na průměrech lan. Řady jmenovitých průměru lanových kladek a bubnů pro jeřáby, jiná zdvihadla a výtahy. Tvary a rozměry drážek a věnců lanových kladek a bubnů pro jeřáby, jiná zdvihadla a výtahy. Tato norma je současně v platnosti. [7]

ČSN 27 0140-1 – Jeřáby a zdvihadla. Projektování a konstruování. Společná ustanovení

Norma platí pro projektování a konstruování jeřábů a zdvihadel s motorickým, ručním a případně kombinovaným pohonem, kterými se zdvíhají a přemísťují břemena pomocí prostředků pro vázání, zavěšení, uchopení apod. Tato norma je současně v platnosti. [13]

ČSN 27 0140-2 – Jeřáby a zdvihadla. Projektování a konstruování. Bezpečné vzdálenosti

Tato část normy se musí používat společně s částí 1 ČSN 27 0140. Část 2 obecně stanoví a blíže specifikuje takové volné vzdálenosti (vůle), které umožní jak bezpečný pohyb jeřábu, tak bezpečný pohyb pracovníků, kteří se nacházejí v pracovním dosahu jeřábu. Tato norma je současně v platnosti. [13]

ČSN 27 0140-3 – Jeřáby a zdvihadla. Projektování a konstruování. Označování, tabulky, nápisy

Tato část normy se musí používat společně s částí 1 ČSN 27 0140. Jsou normalizovány požadavky na značení nosnosti a vyložení, dále způsoby značení ovládacích prvků, barevné značení nebezpečných částí, označení výrobce a majitele a požadavky na bezpečnostní a výstražné tabulky. Tato norma je současně v platnosti. [13]

ČSN 27 0140-4 – Jeřáby a zdvihadla. Projektování a konstruování. Hlavní konstrukční části

Tato část normy se musí používat společně s částí 1 ČSN 27 0140. Jsou normalizovány zejména požadavky na pohonné mechanismy, na nosné konstrukce jeřábů, na bubny a kladky, pojezdová kola, lana, řetězy, háky a oka a konečně na zátěž a protizávaží, kotvicí zařízení a na mazací zařízení. Tato norma je současně v platnosti. [13]

ČSN 27 0140-5 – Jeřáby a zdvihadla. Projektování a konstruování. Přístupy a stanoviště obsluhy

Tato část normy se musí používat společně s částí 1 ČSN 27 0140. V části 5 jsou v podstatě obsaženy dvojí požadavky, jednak bezpečnostní, jednak ergonomické. Z bezpečnostního hlediska je řešen zejména výstup na průchozí lávku jeřábové dráhy, výstup na stanoviště obsluhy, nouzový sestup, požadavky na lávky, plošiny, schodiště a žebříky, na podlahy lávek, plošin a schodišť a na zábradlí a madla. Tato norma je současně v platnosti. [13]

ČSN 27 0140-6 – Jeřáby a zdvihadla. Projektování a konstruování. Bezpečnostní zařízení a vybavení

Tato část normy se musí používat společně s částí 1 ČSN 27 0140. Jsou normalizovány požadavky na brzdy a koncové vypínače. V této části jsou normalizovány i požadavky na zajištění proti účinkům větru, na stoličky, stěrače a odsunovadla, na signalizaci, na ochranné kryty a konečně i na ochranu proti požáru. Tato norma je současně v platnosti. [13]

ČSN 27 0144 – Zdvihací zařízení. Prostředky pro vázání, zavěšení a uchopení břemen

Norma stanoví bezpečnostní kritéria a předepisuje postup kontroly při pravidelném používání ocelových vázacích lan. Norma obsahuje požadavky i na způsob vázání břemen, používání vazáků apod. Tato norma je současně v platnosti. [13]

ČSN 27 0100 – Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla

Norma stanoví výpočet ocelových lan zdvihacích, sklápěcích a podobných ústrojí jeřábů, vrátků a zdvihadel. Neplatí pro výpočet ocelových lan výtahů, pohyblivých pracovních plošin, rýpadel a vázacích lan. Norma obsahuje skutečně jen výpočet, resp. vysvětlení parametrů, které je třeba při výpočtu brát v úvahu. Největší pozornost je věnována součiniteli bezpečnosti "k". Tato norma je současně v platnosti. [8]

ČSN EN 13 411-1 – Ukončení ocelových drátěných lan - Bezpečnost - Očnice pro vázací prostředky z ocelových drátěných lan

Tato evropská norma stanovuje minimální požadavky na nesvařované ocelové očnice pro všeobecné účely. Tato norma je současně v platnosti. [9]

ČSN ISO 1837 – Zdvihací háky. Terminologie

Zavádí terminologii a znázornění háků všech typů, používaných na zdvihacích zařízeních všech druhů. Norma obsahuje pouze jedinou tabulku šesti tvarů háků buď s okem nebo s dříkem. Tato norma je současně v platnosti. [13]

ČSN ISO 4309 – Jeřáby. Ocelová lana. Praktické zásady pro prohlídky ocelových lan a jejich vyřazování

Tato mezinárodní norma pojednává o kritériích používaných při prohlídkách a vyřazení ocelových lan, o základních zásadách pro provedení prohlídek ocelových lan používaných na jeřábech a určuje kritéria pro vyřazení lan, které se používají pro zajištění spolehlivého a bezpečného provozu daného zařízení. Tato norma je současně v platnosti. [13]

ČSN EN 795 – Ochrana proti pádům z výšky - Kotvicí zařízení - Požadavky a zkoušení

Tato norma specifikuje požadavky, zkušební metody a návody k používání a značení pro kotvicí zařízení navržena výlučně pro používání s osobním ochranným prostředkem proti pádům z výšky. Tato norma je současně v platnosti. [14]

ČSN 33 2550 – Elektrotechnické předpisy. Jeřáby a zdvihadla. Předpisy pro elektrická zařízení

Účel normy: Tato norma stanovuje požadavky na elektrická zařízení jeřábů s ohledem na jejich životnost, bezpečnost a hospodárnost provozu. Jsou normalizovány požadavky na ochranu a jištění, na řídicí a signalizační obvody, mechanické provedení a uspořádání elektrického zařízení, řídicí přístroje, vodiče a spojovací vedení, přenosné spotřebiče a revize. Tato norma je současně v platnosti. [14]

ČSN EN 60204-32 ed.2 – Bezpečnost strojních zařízení – Elektrická zařízení strojů – Část 32: Požadavky na elektrická zařízení zdvihacích strojů

Tato část IEC 60204 uvádí požadavky a doporučení pro elektrická zařízení zdvihacích strojů zaměřená na: - bezpečnost osob a majetku; - shodu řízení a provedeního úkonu; - snadnost údržby. Pro účely této normy zdvihací stroje zahrnují jeřáby všech typů, vrátky všech typů a skladištní stroje. Tato norma je současně v platnosti. [14]

ČSN 33 1310 – Elektrotechnické předpisy. Bezpečnostní předpisy pro elektrická zařízení určená k užívání osobami bez elektrotechnické kvalifikace

Norma platí pro elektrická zařízení, která mohou obsluhovat osoby bez elektrotechnické kvalifikace (tedy laici) a stanovuje požadavky na obsah průvodní technické dokumentace pro užívání těchto zařízení. Předepisuje bezpečnostní opatření pro zacházení s těmito zařízeními, která musí být obsahem dokumentace. Tato norma je současně v platnosti. [14]

ČSN EN 61293 – Elektrotechnické předpisy. Označování elektrických zařízení jmenovitými údaji vztahujícími se k elektrickému napájení. Bezpečnostní požadavky

Stanoví nejnižší požadavky a všeobecná pravidla pro označování elektrických zařízení jmenovitými hodnotami a jinými údaji, aby byl umožněn správný a bezpečný výběr a instalace elektrických zařízení z hlediska elektrického napájení. Účelem normy je: uvést bez omezení požadavky po označování napětí, proudu, kmitočtu a výkonu ve vztahu k napájecí síti; dát technickým komisím pravidla pro označování jmenovitých elektrických údajů na výrobcích. Tato norma je současně v platnosti. [14]

4 Konstrukční řešení

4.1 Volba háku

Volím osový hák HSW 5-6 od výrobce Monteco vázací prostředky, s.r.o. [15], který se používá pro běžné způsoby zvedání.

Hák z důvodů bezpečnosti volím větší.

Bezpečnost háku:

$$k_1 = \frac{n_h}{m} = \frac{1400}{500} = 2,8 \text{ [-]} \quad (4.1)$$

kde:

n_h – nosnost háku od výrobce [kg]

m – požadovaná nosnost [kg]



Obr 4.1 Osový hák HSW [15]

4.2 Návrh a výpočet lana podle [1]

Volím lano protisměrné, které má smysl vinutí drátů v prameni opačný než je smysl vinutí pramenů v laně. Tyto lana jsou méně ohebná, ale lépe se pokládají a navinují a mnohem lépe odolávají neodbornému zacházení.

Klasifikace mechanismů jeřábů a zdvihacích zařízení je volena dle tab. 4.2 pro střední stav zatěžování L2 a celkovou dobu využívání 1600 [h]. Z toho vyplývá třída využívání T₃ a klasifikace mechanismu M3. Součinitel bezpečnosti "k" plyne z klasifikace mechanismů M3 dle tab. 4.1.

Tab. 4.1 Hodnoty součinitelů bezpečnosti lan a výběrové součinitele pro bubny a kladky h₁, h₂, h₃ pro lanové převody

Klasifikace mechanismu (tab. 5.2)	Součinitel bezpečnosti k	Výběrové součinitele		
		pro bubny h ₁	pro kladky h ₂	pro vyrovnávací kladky h ₃
M1	3,15	11,2	12,5	11,2
M2	3,35	12,5	14,0	12,5
M3	3,55	14,0	16,0	12,5
M4	4,00	16,0	18,0	14,0
M5	4,50	18,0	20,	14,0
M6	5,60	20,0	22,4	16,0
M7	7,10	22,4	25,0	16,0
M8	9,00	25,0	28,0	18,0

Tab. 4.2 Klasifikace mechanismů jeřábů a zdvihacích zařízení

Třída využívání	Celková doba využívání [h]	Stav zatěžování			
		L 1 lehký	L 2 střední	L 3 těžký	L 4 velmi těžký
T ₀	200			M 1	M 2
T ₁	400		M 1	M 2	M 3
T ₂	800	M 1	M 2	M 3	M 4
T₃	1 600	M 2	M 3	M 4	M 5
T ₄	3 200	M 3	M 4	M 5	M 6
T ₅	6 300	M 4	M 5	M 6	M 7
T ₆	12 500	M 5	M 6	M 7	M 8
T ₇	25 000	M 6	M 7	M 8	
T ₈	50 000	M 7	M 8		
T ₉	100 000	M 8			

Z výše uvedených tabulek vyplývá:

- součinitel bezpečnosti $k = 3,55 [-]$
- součinitel pro bubny $h_1 = 14 [-]$
- součinitel pro kladky $h_2 = 16 [-]$

4.2.1 Výpočet účinnosti lanového převodu

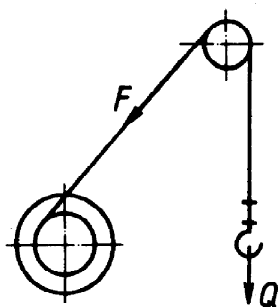
Jestliže břemeno visí na n průřezech lana při n kladkách Obr. 5.1, pak je účinnost kladkostroje:

$$\eta_{kl} = \eta_1 \cdot \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} = 0,98 \cdot \frac{1 - 0,98^1}{1 \cdot (1 - 0,98)} = 0,98 [-] \quad (4.2)$$

kde:

n – počet nosných průřezů lana

η_1 – účinnost jednotlivých kladek – při valivém uložení $\eta_1 = 0,98 [-]$



Obr. 4.2 Schéma kladkostroje

4.2.2 Výpočet zatížení svislého lana

Do výpočtu maximálního zatížení lana jsem zahrnul kromě jmenovitého pracovního zatížení i tíhu háku, která je ovšem zanedbatelná.

Maximální zatížení lana:

$$F = \frac{Q + G}{n \cdot \eta_{kl}} = \frac{4905 + 1,96}{1 \cdot 0,98} = 5007,1 \text{ [N]} \quad (4.3)$$

Jmenovité pracovní zatížení:

$$Q = m \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ [N]}$$

Tíha háku:

$$G = m_h \cdot g = 0,2 \cdot 9,81 = 1,96 \text{ [N]}$$

Minimální únosnost lana:

$$F_0 = k \cdot F = 3,55 \cdot 5007,1 = 17\,775,2 \text{ [N]} \quad (4.4)$$

kde:

m_h – hmotnost háku [kg]

g – gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

k – součinitel bezpečnosti viz tab. 5.1

Volba lana:

Volím lano **6,3 ČSN 02 4322.21** šestipramenné **114** drátů

Parametry zvoleného typu lana:

F_u – jmenovitá únosnost lana [N]

σ_p – jmenovitá pevnost drátu lana [MPa]

S_L – jmenovitý nosný průřez lana [mm^2]

m_L – jmenovitá hmotnost jednoho metru lana [kg]

viz. [3]

$$F_u = 18200 \text{ [N]}$$

$$\sigma_p = 1270 \text{ [MPa]}$$

$$S_L = 14,33 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$m_L = 0,13 \text{ [kg]}$$

Kontrola lana na únosnost:

$$F_0 \leq F_u$$

$$17775,2 \text{ [N]} \leq 18200 \text{ [N]}$$

Podmínka je splněna, minimální spočtená únosnost lana je menší než jmenovitá únosnost lana určená z tabulek.

4.2.3 Výpočet hmotnosti lana

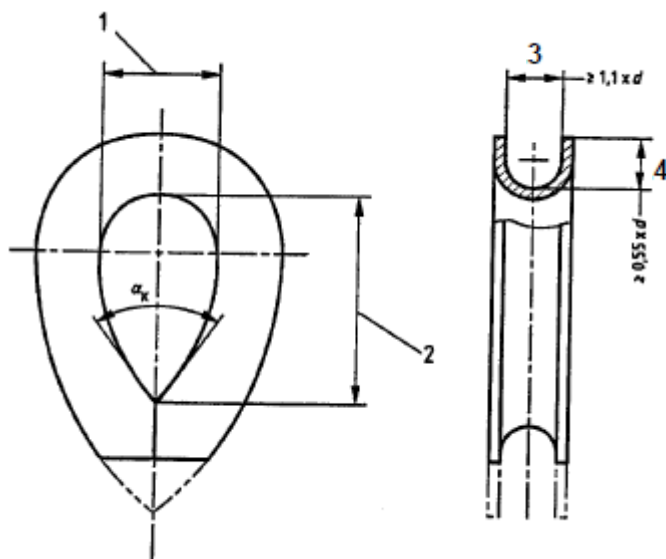
$$m_{nL} = m_L \cdot l_c = 0,13 \cdot 25 = 3,25 \text{ [kg]} \quad (4.5)$$

kde:

l_c – celková délka lana [m]

4.3 Uchycení lana k háku

Hák bude upevněn k lanu prostřednictvím očnice obr 4.3 dle [9], přičemž je konec lana vpleten do lana samého a omotán měkkým drátem proti uvolnění.



Legenda:

1 – 2,5 až 3,5 x d

2 – 1,5 až 2 x rozměr 1

d = jmenovitý průměr lana

$\alpha_K \leq 50^\circ$

Obr. 4.3 Rozměry očnice

viz. [9]

Výpočet rozměrů očnice dle [9]

$$1 = 3,015 \cdot 6,3 = 19 \text{ [mm]}$$

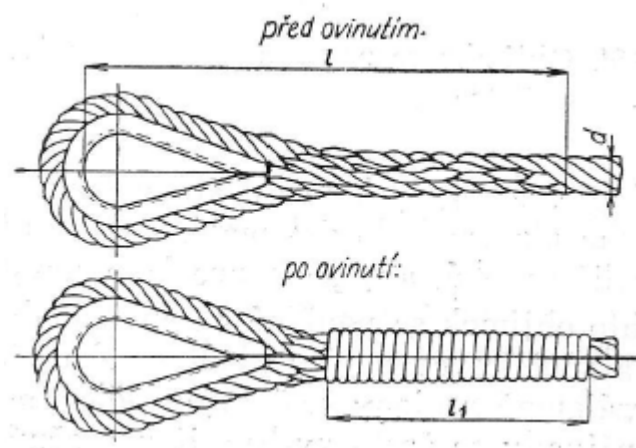
$$2 = 2 \cdot 19 = 38 \text{ [mm]}$$

$$3 \geq 1,1 \cdot d = 1,1 \cdot 6,3 = 6,93 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{volím } 3 = 7 \text{ [mm]}$$

$$4 \geq 0,55 \cdot d = 0,55 \cdot 6,3 = 3,465 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{volím } 4 = 4 \text{ [mm]}$$

Výpočet délky opletení dle [5]

$$l = 22 \cdot d = 22 \cdot 6,3 = 138,6 \text{ [mm]} \Rightarrow 140 \text{ [mm]}$$



Obr. 4.4 Zapletené oko

viz. [9]

4.4 Výpočet lanové kladky a bubnu

4.4.1 Výpočet lanové kladky

Průměr kladky vychází z průměru lana d a koeficientu h_2 , který je určen z tab. 5.1.

$$D_2 \geq h_2 \cdot d \quad (4.5)$$

$$D_2 \geq 16 \cdot 6,3$$

$$D_2 \geq 100,8 \text{ [mm]}$$

Dle ČSN 27 1820 [7] volím nejbližší vyšší normalizovaný roztečný průměr kladky, což je:

$$D_K = 125 \text{ [mm]}$$

Pak jmenovitý průměr kladky vypočtu podle nejbližšího vyššího zvoleného roztečného průměru D_2 dle ČSN 27 1820 [7] a průměru lana d .

$$D_k = D_2 - d \quad (4.6)$$

$$D_k = 125 - 6,3$$

$$D_k = 118,7 \text{ [mm]}$$

Velikost a tvar drážky v kladce je závislý na průměru lana. V mém případě pro lano $\varnothing 6,3 \text{ [mm]}$ to je drážka č.3 viz [3].

Výpočet otáček lanové kladky:

$$n_K = \frac{i_{kl} \cdot v_z \cdot 60}{\pi \cdot D_K} = \frac{1 \cdot 0,3 \cdot 60}{\pi \cdot 0,125} = 45,84 \text{ [ot/min]} \quad (4.7)$$

kde:

i_{kl} – lanový převod

v_z – požadovaná rychlost zdvihu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

D_K – průměr lanové kladky [mm]

4.4.2 Výpočet lanového bubnu

Průměr lanového bubnu vychází z průměru lana d a koeficientu h_1 , který je určen z tab. 5.1.

$$D_3 \geq h_1 \cdot d \quad (4.8)$$

$$D_3 \geq 14 \cdot 6,3$$

$$D_3 \geq 88,2 \text{ [mm]}$$

Dle ČSN 27 1820 [7] volím nejbližší vyšší normalizovaný roztečný průměr bubnu, což je:

$$D_B = 100 \text{ [mm]}$$

Výpočet otáček lanového bubnu

$$n_B = \frac{i_{kl} \cdot v_z \cdot 60}{\pi \cdot D_B} = \frac{1 \cdot 0,3 \cdot 60}{\pi \cdot 0,1} = 57,3 \text{ [ot/min]} \quad (4.9)$$

kde:

i_{kl} – lanový převod

v_z – požadovaná rychlost zdvihu [m.s^{-1}]

D_B – průměr lanového bubnu [mm]

Počet závitů z lana a délka bubnu zabraná závitů dle [5]

U povrchového zachycení konce lana s příložkami se volí raději 3 rezervní závity.

$$z = \frac{h_z}{\pi \cdot D_B} + 2 = \frac{10}{\pi \cdot 0,1} + 3 = 34,8 \Rightarrow \text{volím 35 závitů} \quad (4.10)$$

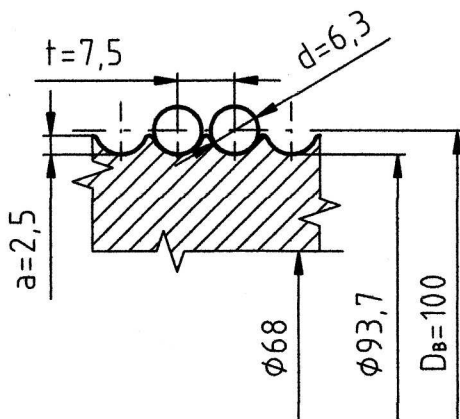
$$l_z = z \cdot t = 35 \cdot 7,5 = 262,5 \text{ [mm]}$$

kde:

h_z – zadaná výška zdvihu [m]

z – počet závitů

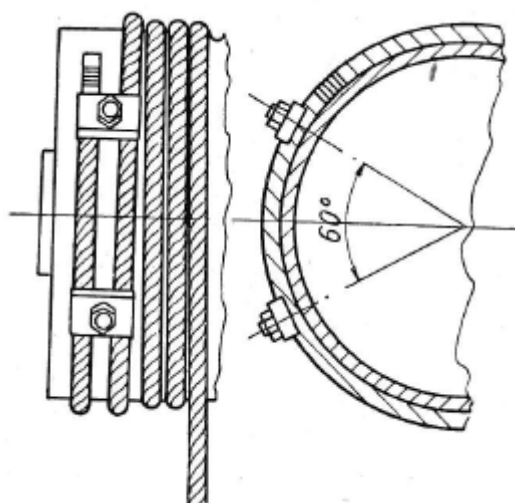
t – rozteč závitů [mm] dle [3]



Obr. 4.5 Rozměrový náčrt drážky

Zajištění lana na bubnu dle [5]

Volím zajištění lana na bubnu příložkami na povrchu bubnu. Příložka je tlačena na lano dvěma šrouby viz obr. 4.6.

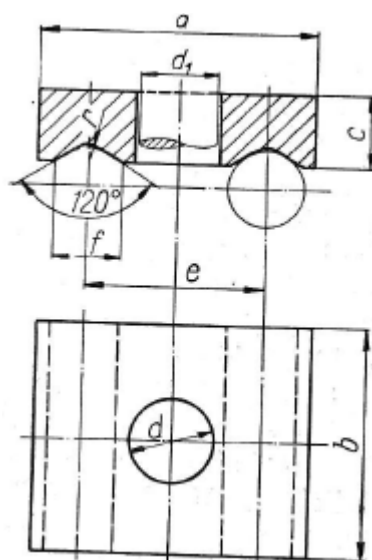


Obr. 4.6 Uchycení lana příložkami

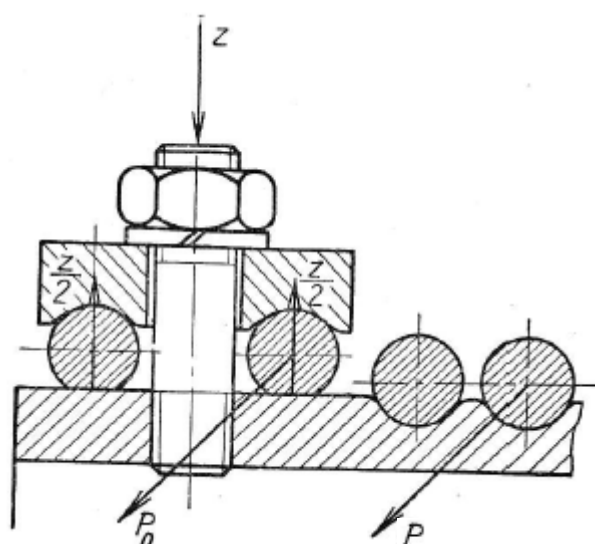
Rozměry příložek volím pro lano $\varnothing 8$, z důvodů nenalezení příložek pro lano $\varnothing 6,3$.

Tab. 4.3 Rozměry příložek

Průměr lana	a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	d1 [mm]	e [mm]	f [mm]	r [mm]
8	40	35	10	11,5	M10	24	10	2



Obr. 4.7 Rozměrový náčrt



Obr. 4.8 Síly působící ve spojení

4.5 Návrh a kontrola částí kladnice

4.5.1 Návrh a výpočet osy kladnice

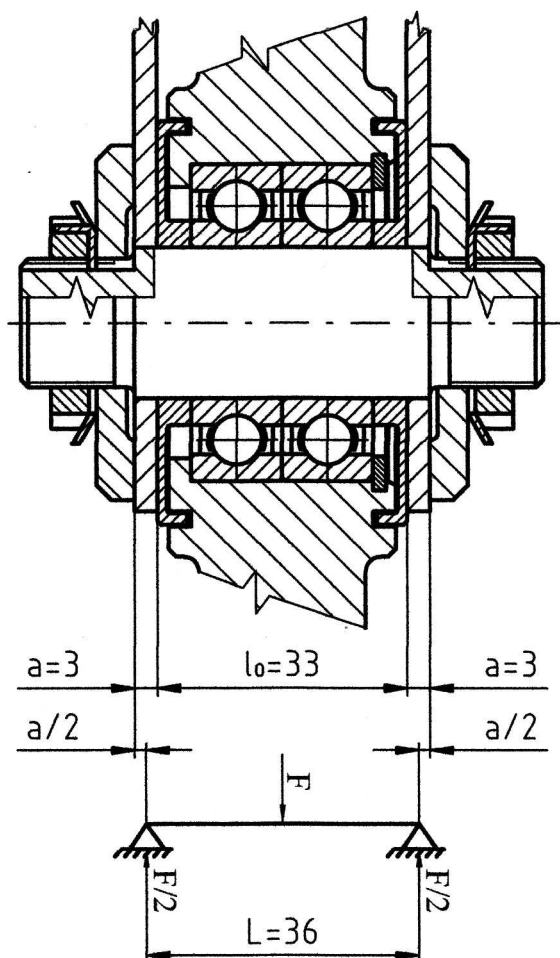
Osa je uchycena symetricky na dvou příčnicích. Na ose je nasazena kladka otáčející se na dvou valivých ložiskách viz obr. 4.9.

Materiál osy volím ČSN 11 600.

Mechanické vlastnosti: $R_{e_{\min}} = 295$ [MPa]

$R_{m_{\min}} = 540$ [MPa]

viz. [3]



Obr. 4.9 Osa kladnice

Dle [4] pro materiál 11 600 $\sigma_{D01} = (90 \div 120)$ [MPa]

volím $\sigma_{D01} = 100$ [MPa]

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \frac{L}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_k^3} = \frac{8 \cdot F \cdot L}{\pi \cdot d_k^3} = \frac{8 \cdot F \cdot (a + l_o)}{\pi \cdot d_k^3} \leq \sigma_{Do1} \quad (4.11)$$

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot (a + l_o)}{\pi \cdot \sigma_{Do1}}}$$

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 5007,1 \cdot (3 + 33)}{\pi \cdot 100}}$$

$$d_k \geq 16,6 \text{ [mm]}$$

Volím průměr osy kladnice $d_k=20$ [mm]

Osu budu kontrolovat na ohyb a na otláčení v místě kontaktu příčnicku a osy.

Kontrolu na střih provedu až u pouzdra, protože tam je menší průřez.

Kontrola osy na ohyb:

Ze vztahu (4.10) je zřejmé, že kontrola osy na ohyb bude vyhovovat. Z důvodu odvození průměru osy kladnice z ohybu a jeho následného předimenzování.

Kontrola osy na otláčení:

$$p_D = 100 \text{ MPa viz. [4]}$$

$$p = \frac{F}{2 \cdot a \cdot d_k} = \frac{5007,1}{2 \cdot 3 \cdot 20} = 41,7 \text{ [MPa]} \leq p_D \quad (4.12)$$

$$p_D \leq p_D = \text{podmínka vyhovuje}$$

4.5.2 Návrh a výpočet příčnicku

Příčnick je namáhán na ohyb a v průřezích A-A na tah, B-B a C-C na střih
viz. Obr. 4.10

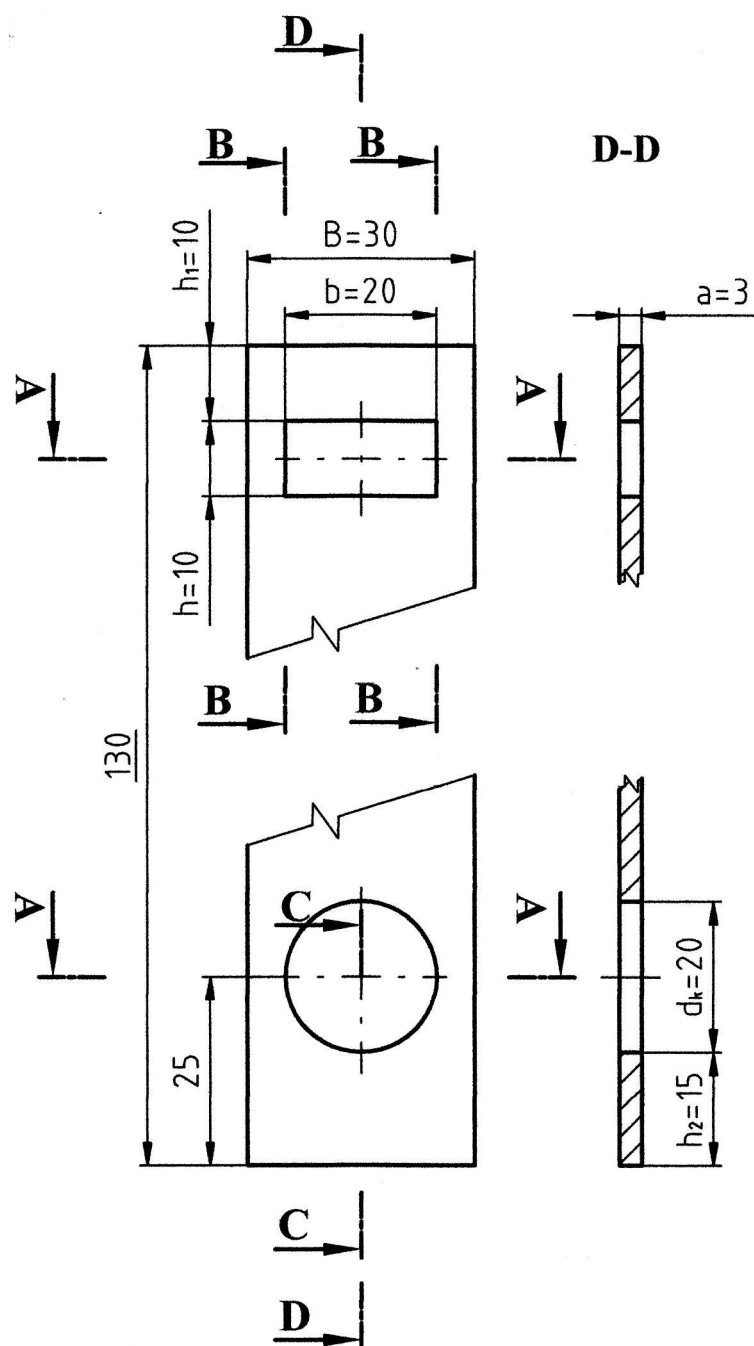
Materiál příčnicku volím ČSN 11 343.

Bezpečnost příčnicku volím: $k_2 = 2$

Mechanické vlastnosti: $R_{e_{\min}} = 180 \text{ [MPa]}$

$$R_{m_{\min}} = 320 \text{ [MPa]}$$

viz. [3]



Obr. 4.10 Rozměry příčnicku

Kontrola příčnicku na ohyb:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{\frac{F}{4} \cdot \frac{b}{2}}{\frac{b \cdot h_1^2}{6}} = \frac{\frac{5007,1}{4} \cdot \frac{20}{2}}{\frac{20 \cdot 10^2}{6}} = 37,6 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{Do2} \quad (4.13)$$

$$\sigma_{Do2} = \frac{Re_{min}}{k_2} = \frac{180}{2} = 90 \text{ [MPa]}$$

$\sigma_{o2} \leq \sigma_{Do2} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$

Kontrola příčnicku na tah v kritickém průřezu A-A:

$$\sigma_t = \frac{F}{S_1} = \frac{\frac{F}{2}}{(B - d_k) \cdot a} = \frac{\frac{5007,1}{2}}{(30 - 20) \cdot 3} = 83,5 \text{ [MPa]} \leq \sigma_D \quad (4.14)$$

$$\sigma_D = \frac{R_{e_{\min}}}{k_2} = \frac{180}{2} = 90 \text{ [MPa]}$$

$\sigma_t \leq \sigma_D \Rightarrow$ podmínka vyhovuje

Kontrola příčnicku na střih v kritickém průřezu B-B:

$$\tau_1 = \frac{F}{S_2} = \frac{\frac{F}{4}}{h_1 \cdot a} = \frac{\frac{5007,1}{4}}{10 \cdot 3} = 41,7 \text{ [MPa]} \leq \tau_{D1} \quad (4.15)$$

$$\tau_{D1} = 0,577 \cdot R_{e_{\min}} = 0,577 \cdot 180 = 103,9 \text{ [MPa]}$$

$\tau_1 \leq \tau_{D1} \Rightarrow$ podmínka vyhovuje

Kontrola příčnicku na střih v kritickém průřezu C-C:

$$\tau_2 = \frac{F}{S_3} = \frac{\frac{F}{2}}{h_2 \cdot a} = \frac{\frac{5007,1}{2}}{15 \cdot 3} = 55,6 \text{ [MPa]} \leq \tau_{D1} \quad (4.16)$$

$\tau_2 \leq \tau_{D1} \Rightarrow$ podmínka vyhovuje

4.5.3 Návrh a výpočet pouzdra závěsného oka

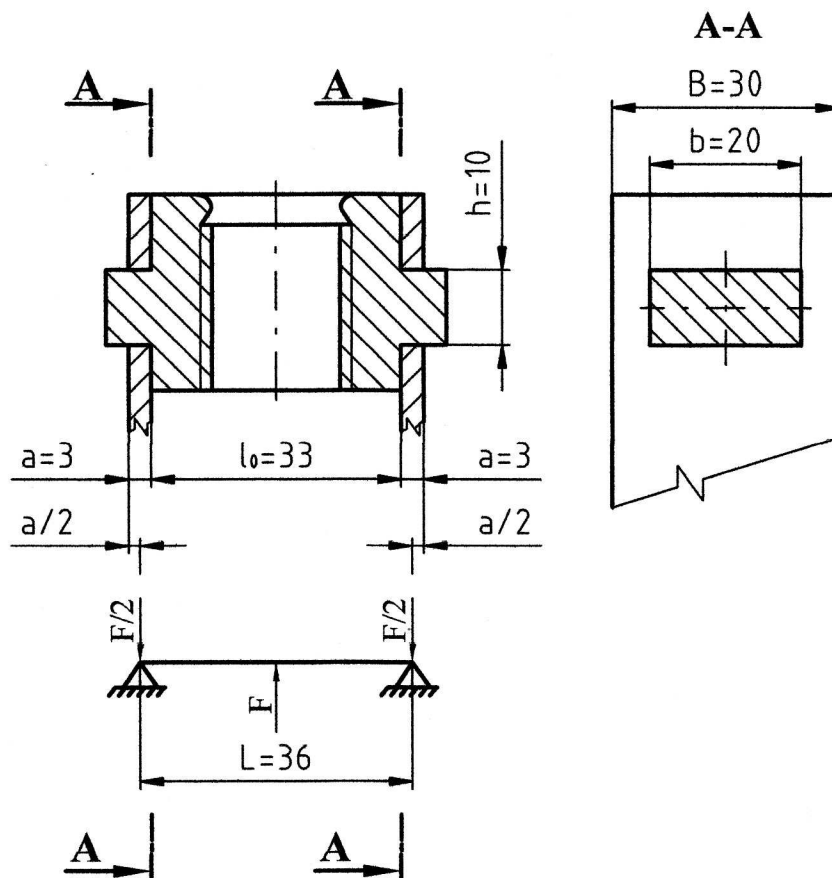
Pouzdro je namáháno na ohyb a v průřezích A-A na střih viz obr. 4.11.

Materiál pouzdra volím ČSN 11 600.

Mechanické vlastnosti: $R_{e_{min}} = 295$ [MPa]

$R_{m_{min}} = 540$ [MPa]

viz. [3]



Obr. 4.11 Pouzdro

Kontrola pouzdra na střih v kritickém průřezu A-A:

$$\tau_3 = \frac{F}{S_4} = \frac{\frac{F}{2}}{b \cdot h} = \frac{\frac{5007,1}{2}}{20 \cdot 10} = 12,5 \text{ [MPa]} \leq \tau_D \quad (4.17)$$

$$\tau_{D2} = 0,577 \cdot R_{e_{min}} = 0,577 \cdot 295 = 170,2 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_2 \leq \tau_{D2} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

Kontrola pouzdra na ohyb:

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}} = \frac{\frac{F \cdot L}{2 \cdot 2}}{\frac{b \cdot h_1^2}{6}} = \frac{\frac{5007,1 \cdot 36}{2 \cdot 2}}{\frac{20 \cdot 10^2}{6}} = 135,2 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{Do3} \quad (4.18)$$

$$\sigma_{Do2} = \frac{Re_{min}}{k_2} = \frac{295}{2} = 147,5 \text{ [MPa]}$$

$\sigma_{o2} \leq \sigma_{Do2} \Rightarrow$ podmínka vyhovuje

4.6 Pohon zdvihacího zařízení

Při návrhu elektromotoru vycházím z požadované rychlosti zdvihu v_z a z maximálního zatížení lana F.

Výkon elektromotoru:

$$P_E = \frac{F \cdot v_z}{\eta_{kl} \cdot \eta_B} \cdot 10^{-3} \quad (4.19)$$

$$P_E = \frac{5007,1 \cdot 0,3}{0,98 \cdot 0,98} \cdot 10^{-3}$$

$$P_E = 1,56 \text{ [kW]}$$

kde:

η_{kl} – účinnost kladkostroje vzorec (4.2)

η_B – účinnost bubnu dle [1]

Volím pohon zdvihacího zařízení od firmy PSP Pohony a.s [16], jedná se o elektropřevodovku E BOX I dodávanou s upraveným elektromotorem, který se skříní převodovky tvoří integrovaný celek. Je tím dosažen vysoký výkon vzhledem k zastavovacím rozměrům, což v důsledku znamená výhodné technické i ekonomické parametry. Použitý je motor SIEMENS trojfázový nízkonapěťový asynchronní motor typu 1 LA7. Parametry zvoleného pohonu viz tab. 4.4. viz [16]

Charakteristika řady převodovek E BOX I a výhody:

- Vysoká odolnost, vysoce únosná ložiska pro bezproblémový provoz a únosnost maximálního zatížení.
- Tvrzené a broušené čelní šikmé ozubení pro maximální přenos výkonu, dlouhá životnost a klidný chod s maximální účinností.
- Vysoké zatížení, výstupní hřídel z oceli s vysokou pevností pro maximální zatížení.

- Upravený elektromotor integrovaný s převodovkou.
- Zkonstruovány jako evropský standard - zaměnitelné bez další konstrukčních úprav s výrobky předních evropských výrobců.
- Modulární koncepce - možnost přizpůsobení se různým aplikacím.
- Široký rozsah výkonů - všestranný výběr variant výkonů.
- Vysoké zatížení jako standard - možnost zatížení s vyššími parametry.
- Dvoustupňové nebo třístupňové - použitelnost širokého rozsahu převodových poměrů.
- Integrované připojení upraveného elektromotoru s převodovkou - minimální zastavěná délka a hmotnost.
- Minimální a snadná údržba.

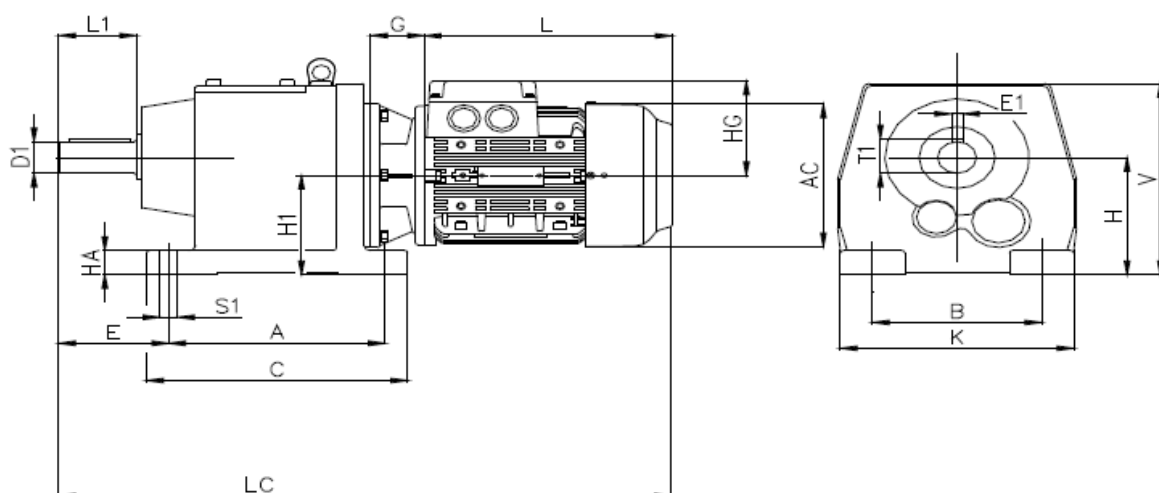
viz [16]



Obr. 4.12 Elektropřevodovka E BOX I od firmy PSP Pohony a.s

Tab. 4.4 Údaje o elektropřevodovce [16]

Výkon	P [kW]	2,2
Otáčky elektromotoru	n_1 [ot/min]	2880
Výstupní otáčky	n_2 [ot/min]	57,3
Točivý moment	T_2 [Nm]	367
Servisní faktor	f [-]	1,3
Dovolená radiální síla na hřídel převodovky	F_{RS} [N]	10741
Skutečný převodový poměr	i_{skut} [-]	50,3
Hmotnost	m [kg]	50
Póly		2
Velikost motoru		90L
Velikost převodovky		E BOX I
Typ motoru		1LA7096 – 2AA



Obr. 4.13 Rozměry elektropřevodovky od firmy PSP Pohony a.s

Tab. 4.5 Rozměry elektropřevodovky od firmy PSP Pohony a.s

Rozměry v [mm]		H	140
		H1	123,5
		V	240
	patky	A	205
		B	170
		C	245
		K	230
		S1	18
		E	115
		HA	28
	výstupní hřídel	D1	40k6
		L1	80
		E1	12h9
		T1	43,1
		G	50
		LC	594,5
	motor	L	242,5
		AC	174
		HG	128

Potřebný točivý moment:

$$T_2' = \frac{P_E}{\omega} = \frac{1560 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = 260 \text{ [Nm]} \quad (4.20)$$

kde:

P_E – výkon elektromotoru vzorec (4.19)

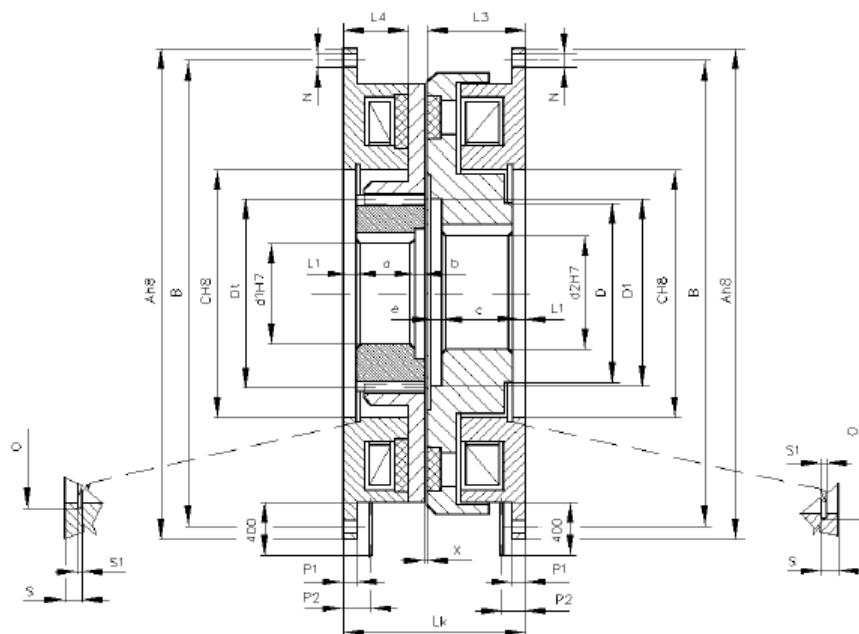
n_2 – výstupní otáčky elektromotoru tabulka 4.4

4.7 Volba typu spojky a brzdy

Spojku navrhují na potřebný točivý moment a počítám s větší bezpečností ze strany výrobce. Z ekonomických i praktických důvodů volím kombinaci spojka a brzda EKK 25 od firmy PSP Pohony a.s [17].

Kombinace EKK sestává z hnací a hnané části a pevných magnetových těles spojky EKS a brzdy EKP. Hnací část tvoří plášť a pevné magnetové těleso. Hnanou část tvoří kotva, nemagnetický unášec a pevné magnetové těleso brzdy EKP. Kotva je axiálně posuvná ve vodícím ozubení unášeče a zajišťuje funkci spojky i brzdy. V unášeci a plášti spojky jsou zhotovená vybrání, do kterých se vkládají podložky, a pomocí šroubů jsou tyto dílce na hnacím a hnaném hřídeli zajištěny proti axiálnímu posunutí.

Kombinace EKK nemá neutrální polohu. Ve vypnutém stavu je kotva držena remanencí magnetického obvodu tělesa brzdy. Točivý moment od hnací jednotky je přiváděn na uvolněný plášť spojky. Přivedením ovládacího napětí do magnetového tělesa spojky vznikne ve spojení magnetický obvod s intenzivním tokem a tím je kotva přes vodící ozubení přitažena k rotujícímu plášti spojky a držena silou vyvozenou elektromagnetem. Točivý moment je přenášen z hnací na hnanou část třením mezi kotvou a pláštěm spojky. V okamžiku vypnutí spojky je zapínán magnetický obvod brzdy. Kotva je přes vodící ozubení unášeče přitažena od pláště spojky k čelu magnetového tělesa brzdy. Třením mezi kotvou a magnetovým tělesem brzdy je vyvozen brzdový moment, kterým je hnaná část ubržděna. Kombinace EKK má z funkčního hlediska dvě polohy - rozběh a zabrždění hnané strany. [17]



Obr. 4.14 Rozměry kombinace spojky a brzdy od firmy PSP Pohony a.s

Tab. 4.6 Rozměry a hlavní údaje kombinace spojky a brzdy od firmy PSP Pohony a.s

A h8	235	e	5
B	218	L1	4
C H8	100	L2	52
D	70	L3	36
D1	66	Lk	98,5
Dt	80	P1	5
d1 h7 max	50	P2	10
d2 h7 max	55	S	7,15
Počet x N	4 x 8,5	S1	3,15
O	103,5	X	0,4
a	37	Jmenovitý moment	250 [Nm]
b	5	Hmotnost	18,3 [kg]
c	43		

4.8 Návrh a kontrola ložisek

4.8.1 Návrh a kontrola ložisek na ose kladnice

Na ose kladnice volím z katalogu SKF [18] jednořadé kuličkové ložisko s těsněním *6004 – 2RSL SKF Explorer. Odtud také zjistím potřebné parametry ložiska pro výpočet:

$$C_{01} = 5000 \text{ [N]}$$

$$C_1 = 9950 \text{ [N]}$$

kde:

C_{01} – statická únosnost ložiska

C_1 – dynamická únosnost ložiska

2 RSL = kontaktní těsnění s nízkým třením RSL na obou stranách ložiska

Síla působící na jedno ložisko:

$$F_1 = \frac{F}{2} = \frac{5007,1}{2} = 2503,6 \text{ [N]} \quad (4.21)$$

kde:

$F = F_r$ – polovina maximálního zatížení lana ze vzorce (4.3)

Ekvivalentní statické zatížení:

Jediná síla působící na ložisko je čistě radiální. Axiální síla $F_a = 0$. Dle katalogu SKF [18] pro $P_0 < F_r$, platí $P_0 = F_r$.

$$P_{01} = F_{r1} = 2503,6 \text{ [N]} \quad (4.22)$$

Statická kontrola:

Dle katalogu SKF [18] volím součinitele statické bezpečnosti. Vycházím z toho, že pro rotující ložisko s bodovým stykem jsou provozní podmínky normální. Z toho vyplývá $s_{0min} = 1$.

$$S_0 = \frac{C_{01}}{P_{01}} = \frac{5000}{2503,6} = 2,00 \geq s_{0min} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje} \quad (4.23)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Dle katalogu SKF [18] pro $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ platí $P_1 = F_r$.

pak:

$$P_1 = F_{r1} = 2503,6[N] \quad (4.24)$$

Výpočet životnosti ložiska:

Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček:

$$L_{101} = \left(\frac{C_1}{P_1}\right)^q = \left(\frac{9950}{2503,6}\right)^3 = 62,773 [\text{mil. ot}] \quad (4.25)$$

kde:

q – exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem

Trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_k} \cdot L_{101} = \frac{10^6}{60 \cdot 45,84} \cdot 62,773 = 22823 [\text{h}] \quad (4.26)$$

kde:

n_k – otáčky lanové kladky vzorec 4.7

4.8.2 Návrh a kontrola ložiska na bubnu

Na ose bubnu volím z katalogu SKF [18] jednořadé kuličkové ložisko s těsněním *6008 – 2RZ SKF Explorer. Odtud také zjistím potřebné parametry ložiska pro výpočet:

$$C_{02} = 11600 [N]$$

$$C_2 = 17800 [N]$$

kde:

C_{02} – statická únosnost ložiska

C_2 – dynamická únosnost ložiska

2 RZ = Těsnění s nízkým třením RZ na obou stranách ložiska

Síla působící na ložisko:

$F = F_r$ – maximální zatížení lana vzorec (4.3)

Ekvivalentní statické zatížení:

Jediná síla působící na ložisko je čistě radiální. Axiální síla $F_a = 0$. Dle katalogu SKF [18] pro $P_0 < F_r$, platí $P_0 = F_r$.

pak:

$$P_{02} = F_{r2} = 5007,1 \text{ [N]} \quad (4.27)$$

Statická kontrola:

Dle katalogu SKF [18] volím součinitele statické bezpečnosti. Vycházím z toho, že pro rotující ložisko s bodovým stykem jsou provozní podmínky normální. Z toho vyplývá

$$s_{0min} = 1.$$

$$S_0 = \frac{C_{02}}{P_{02}} = \frac{11600}{5007,1} = 2,32 \geq s_{0min} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje} \quad (4.28)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Dle katalogu SKF [18] pro $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ platí $P_1 = F_r$.

pak:

$$P_2 = F_{r2} = 5007,1 \text{ [N]} \quad (4.29)$$

Výpočet životnosti ložiska:

Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček:

$$L_{102} = \left(\frac{C_2}{P_2} \right)^q = \left(\frac{17800}{5007,1} \right)^3 = 44,926 \text{ [mil. ot]} \quad (4.30)$$

kde:

q – exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem

Trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10h2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_B} \cdot L_{102} = \frac{10^6}{60 \cdot 57,3} \cdot 44,926 = 13068 \text{ [h]} \quad (4.31)$$

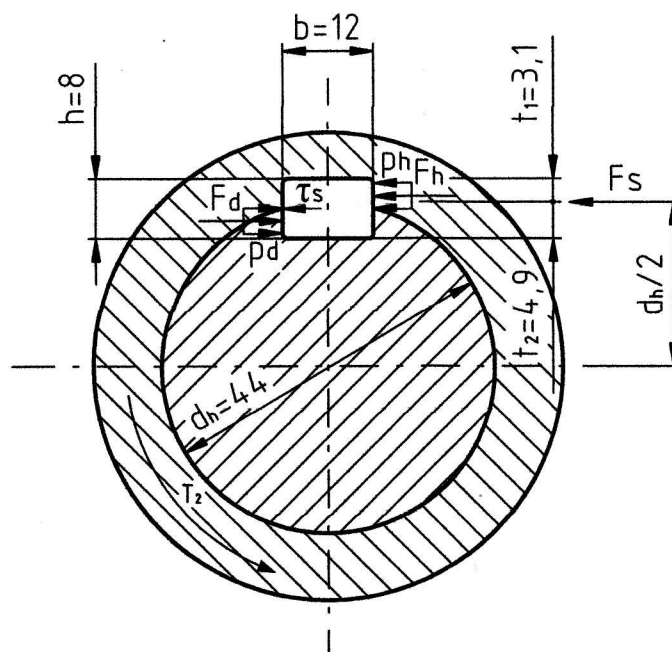
kde:

n_B – otáčky lanového bubnu vzorec (4.9)

4.9 Kontrola pera

Točivý moment z hřídele bude přenášén na buben pomocí těsného pera v pouzdru hřídele spojeného k bubnu osmi šrouby (obr. 4.15).

PERO 12e7x8x55 ČSN 02 2562 [3]



Obr. 4.15 Zatížení a rozměry těsného pera

Kontrola boků pera na otlačení:

Touto kontrolou určujeme potřebnou délku pera l_p [mm].

Výpočet zatěžující síly:

$$F_z = \frac{T_2}{\frac{d_h}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{367000}{\frac{44}{2} + \frac{3,1}{2}} = 11838,7 \text{ [N]} \quad (4.32)$$

kde:

T_2 – točivý moment viz. tab. 4.4

Předběžný výpočet délky pera:

Protože je v náboji s průchozí drážkou otláčována jen přímá část boku pera délky l_p a podle ČSN je $t_2 > t_1$, je $p_h > p_d$. Z tohoto důvodu se provádí jen kontrola měrného tlaku p_h . Dovolené měrné otláčení pro těsné pero a ocelový náboj volím $p_{Dh} = 100$ [MPa] dle [6].

$$\frac{F_z}{l'_p \cdot t_1} \leq p_{Dh} \quad (4.33)$$

$$l'_p \geq \frac{F_z}{p_{Dh} \cdot t_1}$$

$$l'_p \geq \frac{11838,7}{100 \cdot 3,1}$$

$$l'_p \geq 38,2 \text{ [mm]}$$

Volím délku pera v náboji $l_p = 55$ [mm].

Kontrola pera na stříh:

Střížná síla:

$$F_s = \frac{T_2}{\frac{d_h}{2}} = \frac{367000}{\frac{44}{2}} = 16682 \text{ [N]} \quad (4.34)$$

Kontrola:

$$\tau_{Ds} = 30 \text{ [MPa]} \text{ dle [6]}$$

$$\tau_s \leq \tau_{Ds} \quad (4.35)$$

$$\frac{F_s}{l_p \cdot b} \leq \tau_{Ds}$$

$$\frac{16682}{55 \cdot 12} \leq \tau_{Ds}$$

$$25,3 \leq \tau_{Ds}$$

$$\tau_s \leq \tau_{Ds} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

5 Závěr

V závěru bych chtěl shrnout všechna důležitá fakta a hodnoty, ke kterým jsem dospěl v průběhu výpočtu. V 2. kapitole je zpracováno základní rozdělení zdvihacích zařízení a používané typy, které vyrábějí ve třech různých firmách. V 3. kapitole je uveden přehledem norem s danou problematikou. V kapitole 4.1 byl zvolen osový hák od firmy Monteco vázací prostředky, s.r.o. Ten bude uchycen k lanu skrz očnici. V kapitole 4.2 jsem po konzultaci s mým vedoucím bakalářské práce určil střední stav zatěžování L2 a celkovou dobu využívání 1600 [h], tím jsem zjistil klasifikaci mechanismu M3 a z toho jsem určil součinitel bezpečnosti lana. Pomocí výpočtů jsem zvolil lano 6,3 ČSN 02 4322.21 šestipramenné 114 drátů. V kapitole 4.4 jsem díky klasifikaci mechanismu určil součinitele pro výpočet lanové kladky a bubnu. Tvar drážky v kladce jsem vyhledal v literatuře [3] a je to číslo drážky 3. Tvar drážek u lanového bubnu jsem taktéž vyhledal v literatuře [3]. Lano bude zajištěno na bubnu dvěma příložkami. Rozměry příložek jsou uvedeny v literatuře [5]. Buben se bude otáčet na jednořadém kuličkovém ložisku s těsněním *6008 – 2RZ SKF Explorer. Životnost ložiska vyšla $L_{10h_2} = 13068$ [h], což je daleko větší než požadovaná životnost 1600 [h]. V kapitole 4.5 je návrh a kontrola částí kladnice, které jsou dimenzovány na maximální zatížení. Kladka se bude otáčet ve dvou jednořadých kuličkových ložiskách s těsněním *6004 – 2RSL SKF Explorer. Životnost ložiska vyšla $L_{10h_2} = 22823$ [h], což je také daleko větší než požadovaná životnost 1600 [h]. V kapitole 4.6 byl zvolen pohon zdvihacího zařízení od firmy PSP Pohony a.s, jedná se o elektropřevodovku E BOX I dodávanou s upraveným elektromotorem, který se skříní převodovky tvoří integrovaný celek. V kapitole 4.7 je zvolena z potřebného točivého momentu kombinace spojka a brzda EKK 25 od firmy PSP Pohony a.s. V kapitole 4.9 je provedena kontrola pera 12e7x8x55 ČSN 02 2562.

6 Použitá literatura a elektronické dokumenty

1. KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka. 6. svazek. Části strojů a převody*, 1.vydání, SCIENTA , spol. s.r.o., Praha 1995, ISBN 80-85827-88-3
2. POLÁK, J., PAVLISKA, J., SLÍVA, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I*, VŠB – TU Ostrava 2001, ISBN 80-248-0043-8
3. LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*, ALBRA Úvaly 2003, ISBN 80-86490-74-2
4. KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*, VŠB – TU Ostrava 2008, ISBN 978-80-248-1860-3
5. REMTA, F., KUPKA, L.: *Jeřáby. I díl*. Státní nakladatelství technické literatury, Praha 1956
6. KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*, VŠB – TU Ostrava 2008, ISBN 978-80-248-1290-8
7. ČSN 27 1820 – Zdvihačí zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana. Praha 1972
8. ČSN 27 0100 – Zdvihačí zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. Praha 1985
9. ČSN EN 13 411 – 1 Ukončení ocelových drátěných lan - Bezpečnost -Očnice pro vázací prostředky z ocelových drátěných lan. Praha 2002
10. TEDOX s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2010-01-10]. Elektrické kladkostroje. Dostupné z WWW: <http://www.tedox.cz/editor/filestore/File/Katalog%208/Vratky.pdf>
11. TEFOS Slaný spol. s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2010-01-10]. Kladkostroje lanové. Dostupné z WWW: http://www.tefos.cz/sortiment.php?typ=kladkostroj_lano#info
12. AGRI FAIR s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2010-01-10]. Zdvihačí zařízení a manipulační technika. Dostupné z WWW: <http://www.broshuis.cz/component.php?cocode=catalogue&itid=3&icid=8>
13. TECHNICKÉ NORMY [online]. 2010 [cit. 2010-01-15]. Dostupné z WWW: <http://www.cni-normy.cz/>
14. TECHNICKÉ NORMY [online]. 2010 [cit. 2010-01-15]. Dostupné z WWW: <http://www.technickenormy.cz/>
15. MONTECO vázací prostředky, s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2010-02-19]. Háky, otočné háky. Dostupné z WWW: <http://www.monteco.cz/haky-osove-haky-otocne-haky.html>
16. Katalog společnosti PSP Pohony a.s. [online]. 2010 [cit. 2010-03-06]. Převodovky. Dostupné z WWW: http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=4
17. Katalog společnosti PSP Pohony a.s. [online]. 2010 [cit. 2010-03-06]. Spojky. Dostupné z WWW: http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=105
18. EXVALOS s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2010-03-10]. Katalog ložisek SKF. Dostupné z WWW: <http://www.exvalos.cz/katalog-lozisek-skf/>

7 Seznam příloh

Výkresy:

- výkres sestavení v měřítku 1:2
- dílenský výkres kladky v měřítku 1:1